



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

ULB

Energieeinsparung bei der Strichtrocknung mit verschiedenen Trocknersystemen unter Einbeziehung der Wärmerückgewinnung

Dosdoğru, Günay
(1983)

DOI (TUprints): <https://doi.org/10.25534/tuprints-00017383>

License:



CC-BY 4.0 International - Creative Commons, Attribution

Publication type: Article

Division: 16 Department of Mechanical Engineering

Original source: <https://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/17383>

in elb → aber unschaff

Energieeinsparung bei der Strichtrocknung mit verschiedenen Trocknersystemen unter Einbeziehung der Wärmerückgewinnung

Von Günay Dosdoğru

Überreicht durch

LANGBEIN & ENGELBRACHT GmbH

Bau lufttechnischer Anlagen

Hattinger Straße 951 · Postfach 500175
D-4630 Bochum 5 · Tel. 0234/49856 · Telex 825619



Energieeinsparung bei der Strichtrocknung mit verschiedenen Trocknersystemen unter Einbeziehung der Wärmerückgewinnung

Von Günay Dosdoğru¹

DER ANTEIL DER ENERGIEKOSTEN für die Trocknung an den Gesamtenergiekosten einer Papiermaschine bzw. einer Streichanlage liegt bekanntlich verhältnismäßig hoch. Eine Verringerung der Energiekosten der Trocknung kann primärenergieseitig bereits durch eine sorgfältig durchdachte Auswahl der für die jeweilige Aufgabenstellung notwendigen Trocknersysteme, wie z. B. IR-Trocknung, Konvektionstrocknung und Kontakttrocknung, erzielt werden. Dabei hat jedes Trocknersystem, sowohl für sich betrachtet, als auch in der Kombination miteinander als Gesamttrocknungsanlage, die Merkmale einer energetisch optimalen und zugleich einwandfreien Trocknung aufzuweisen.

Weitere Energieeinsparungen sind auf der Grundlage einer solchen energiebewußt konzipierten Gesamttrocknungsanlage, die zugleich auch die Voraussetzungen für eine effiziente Wärmerückgewinnung mit einer entsprechend optimal ausgelegten Wärmerückgewinnungsanlage schafft, zu erzielen.

Im folgenden wird anhand von ausgewählten Beispielen erläutert, wie eine energieeinsparende Trocknungsanlage, beispielsweise aus dem Bereich der Konvektionstrocknung, und eine optimale Abstimmung von verschiedenen Trocknersystemen untereinander sowie der Wärmerückgewinnung konzipiert werden können.

Im Zusammenhang mit der Konvektionstrocknung wurde bereits früher in einer Aufsatzreihe in dieser Zeitschrift (1) eine Klassifizierung der im Bereich der Papier- und Druckmaschinen eingesetzten Konvektionstrockner als Prallstrahl- und sog. Überströmtrockner vorgenommen. Dabei wurde bei Überströmtrocknern – im Gegensatz zu den Prallstrahl-trocknern, bei denen eindeutige Staupunkt-bereiche mit hohen Wärmeübergangszahlen zu finden sind – eine im wesentlichen parallele Anströmung der Trocknungsoberfläche als charakteristisches Merkmal definiert (z. B. Coanda-Düsenstrahlen ohne Staupunktströmung). Dadurch war es auch möglich, einen Leistungsvergleich anhand von Berechnungsgrundlagen für die Trocknungsgeschwindigkeitskurven als Beispiel für die Lösemittelverdunstung (Toluol) bei einseitiger Trocknung der Bahn durchzuführen (1). Als Ergebnis konnte dort gezeigt werden, wie die Haupteinflußgrößen der Trocknung, nämlich die Lufttemperatur und Düsenaustrittsgeschwindigkeit, bei gleichen charakteristischen Abmessungen der Düsengeometrie der verschiedenen Düsenysteme die gewünschten Trocknungsgeschwindigkeiten bei der Lösemittelverdunstung bestimmen.

Weiterhin zeigten die in (1) unter genau gleichen Bedingungen durchgeführten Leistungsvergleiche zwischen den Prallstrahl-

Schwebetrocknern und den Überströmtrocknern – z. B. sog. Coandastrahl-Ausführungen – bei den in der Praxis vorkommenden Lufttemperatur- und Geschwindigkeitsbereichen den eindeutigen energetischen Vorteil der Prallstrahl-Schwebetrockner.

In diesem Aufsatz soll in Fortsetzung zu (1) anhand von Messungen und vergleichsweise gerechneten Kurven für die mittlere Trocknungsgeschwindigkeit (Verdunstungsleistung) auch bei der Wasserverdunstung (Strichtrocknung) gezeigt werden, daß optimierte Prallstrahl-Schwebetrockner den Überströmtrocknern in bezug auf die Energieeinsparung in einem weiten Feld der Betriebsfälle wegen ihrer vergleichsweise höheren Trocknungsgeschwindigkeiten deutlich überlegen sind.

Neue Prallstrahl-Schwebetrockner, die aufgrund ihrer konstruktiven Merkmale ohne Schwierigkeiten mit geringen Abluftmengen und hohen absoluten Feuchtigkeitswerten betrieben werden können, bringen die besten Voraussetzungen für eine bei mittleren Betriebsverhältnissen optimal auszulegende Wärmerückgewinnung, z. B. in Form von Frischluftvorerwärmung für den Trockner selbst oder aber auch für die Hallenbelüftung sowie für Heizwassererwärmung und weitere ähnliche Zwecke.

Als Beispiel für eine gegebenenfalls integrierte bzw. auch nachträglich zu installierende, auf die Trocknungsanlage gut abgestimmte Wärmerückgewinnungsanlage sollen auch die möglichen Frischluftvorerwärmungstemperaturen sowie die Wärmerückgewinnungsraten in Abhängigkeit von verschiedenen Abluftzuständen (insbesondere in Abhängigkeit von der Beladung der Abluft) in Form von Betriebscharakteristiken an verschiedenen Wärmeaustauschern aufgezeigt werden, die für gewöhnliche Betriebsverhältnisse ausgelegt sind.

Kombinierte Trocknungssysteme mit Wärmerückgewinnung

Zur Trocknung im Papier- und Streichmaschinenbereich werden bekanntlich Strahlungstrockner, Konvektionstrockner und Kontakttrockner eingesetzt. Es ist außerordentlich wichtig, die Gesetzmäßigkeiten der verschiedenen Trocknungsarten genau zu kennen, um auch aufgrund der Erfahrungen mit den bereits ausgeführten Trocknern, sowohl allein als auch in der Kombination der verschiedenen Trockner miteinander, eine wirtschaftliche und einwandfreie Trocknung des Produktes zu erreichen.

Im Rahmen der folgenden Ausführungen kann nicht auf die Einzelheiten der verschiedenen Trocknungsarten, insbesondere auf die Strahlungs- und Kontakttrocknung, eingegangen werden. Hierzu wurden seit mindestens drei Jahrzehnten in sehr vielen Veröf-

fentlichungen und Fachveranstaltungen aus vielen Bereichen der Industrie und Hochschulen wertvolle Beiträge geleistet. Speziell aus dem Kreis der Papiermacher sei z. B. auf das APV-Jahrestreffen 1973 mit der Vortragsreihe „Trocknung von Papier“ (2) erinnert. Einige der bekannten Verfahren wurden in den letzten 20 Jahren verbessert; teilweise neue bzw. nach anderen Aspekten zu beurteilende Verfahren, so z. B. Hochfrequenz-trocknung, Trocknung bei schwebender Bahnführung, Wärmerohre, Wärmepumpe usw., sind hinzugekommen. Von Zeit zu Zeit muß allerdings auch auf das Altbewährte besonders hingewiesen werden, weil sowohl die Anlagenhersteller als auch die Betreiber manchmal allzu schnell aufgrund von vermeintlich besseren Verfahren bzw. Systemen, die in Teilbereichen günstig erscheinen mögen, den Gesamtüberblick und damit ihre überwiegend positive Gesamtbeurteilung eines bereits von früher bekannten Systems vergessen. Dies gilt für jedes Trocknungssystem, allein oder in der Kombination miteinander, mit oder ohne Wärmerückgewinnung. Insofern werden auch hier, dies sei vorweg erwähnt, neben neuen Aspekten auch bekannte bzw. verbesserte Systeme besprochen.

Als Beispiel einer öfters vorkommenden Kombination von zwei Trocknungssystemen mit Wärmerückgewinnung bei einer Streichanlage ist in Abb. 1 die Kombination einer In-

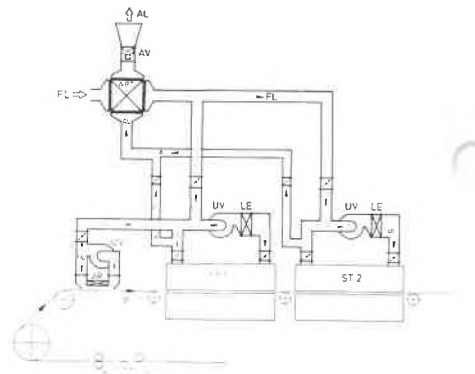


Abb. 1: Schematische Darstellung einer kombinierten Trocknungsanlage für Strichtrocknung, bestehend aus einer IR-Trocknungsstrecke und einem Konvektionstrockner mit zwei Sektionen ST 1 und ST 2, als Schwebetrockner einschließlich der Wärmerückgewinnung. WRT: Wärmerückgewinnungsaustauscher, LE: Lufterhitzer, UV: Umluftventilator, AV: Abluftventilator, UL: Umluft, AL: Abluft, FL: Frischluft, p: Papierbahn.

frarot(IR)-Trocknungsstrecke mit einer Konvektionstrocknung in Form eines Schwebetrockners mit zwei Sektionen schematisch dargestellt.

Die Vorschaltung einer IR-Strecke vor einer Konvektionstrocknungsanlage hat in vielen Fällen in bezug auf die Trocknung den Vorteil, daß die Bahn in der Regel auf die in der Konvektionstrocknung erforderliche Temperatur bereits vor dem Eintritt in die erste Sektion gebracht wird, so daß eine Anlaufphase für

¹Auszug aus einem Vortrag anlässlich des PTS-Energie-Symposiums in München vom 22. bis 24. 11. 1983, gehalten von Dr.-Ing. Günay Dosdoğru, Technischer Leiter der Firma Langbein & Engelbracht GmbH, Bochum.

die Konvektionstrocknung nicht berücksichtigt werden muß. Welcher Anteil der Gesamttrocknungsgeschwindigkeit von der IR-Strecke übernommen werden soll, ob und nach welchen möglichen Qualitätsgesichtspunkten (Erfahrungen des Betriebes, abhängig von der Papiersorte, dem Papiergewicht sowie der Auftragsmenge; Bestandteile des Striches usw.) die Aufteilung zwischen den beiden Trocknungsarten erfolgen soll, wird in technischen Gesprächen zwischen dem Anlagenhersteller und dem Betreiber festgelegt. Im Zusammenhang mit der IR-Trocknung, die unter den verschiedenen Arten der Strahlungstrocknung (z. B. UV-Trocknung, Hochfrequenz-trocknung usw.) die breiteste Anwendung aufweist, sollte von Anlagenherstellern verlangt werden können, mehr Informationen als bisher üblich über die Emissionsspektren des Strahlers sowie deren optimale Abstimmung auf den Strich bzw. das Papier zu erhalten. Ferner sind auch genaue Angaben über die Bestrahlungsstärke pro Flächeneinheit und Oberflächentemperaturen des Strahlers und dgl. erforderlich. In Zukunft dürften nur globale Angaben über vermeintliche Verdunstungsleistung pro Strahlerlänge ohne jegliche Differenzierung des Falles, deren Überprüfung erst nach einer genauen Leistungsmessung erfolgen kann, nicht mehr befriedigen.

Es ist z. B. seit 1957 aus Untersuchungen von Koch (3) bei der IR-Trocknung im nicht hygroskopischen Bereich mit Wasser bekannt, daß auch der Luftzustand, wie z. B. Temperatur, Feuchtigkeit und Geschwindigkeit der Luft, in der IR-Trocknungsstrecke die Trocknungsgeschwindigkeit beeinflusst. Dabei ist auch die Größe der Bestrahlungsstärke, die Art des Strahlers (Dunkel- oder Hellstrahler) von Bedeutung. Abhängig von der Bestrahlungsstärke kann mit der Erhöhung der Luftgeschwindigkeit die Trocknungsgeschwindigkeit zu- oder abnehmen. Ähnliche Ergebnisse sind bei der IR-Trocknung im hygroskopischen Bereich, auch bei der Papier- bzw. Strich Trocknung, zu erwarten. Weitere Hinweise auf die IR-Strahler und ihre Wirkungsweise auf verschiedene Güter sind z. B. in (4) und (5) enthalten. Aus diesen wenigen Anmerkungen sollte hervorgehen, daß noch viele Untersuchungen in bezug auf optimale IR-Trocknung bei der Papier- und Strich Trocknung erforderlich sind.

Bei der Papier- bzw. Strichtrocknung werden in den meisten Fällen gasbeheizte Flächenstrahler eingesetzt. Als Energiebringer dient hierbei ein Brenngas, das z. B. in einer Mischkammer mit Verbrennungsluft aus einem Ventilator (in Abb. 1 nicht näher gekennzeichnet) vermischt wird. Das Gemisch wird in der Regel zu einer Verteilerkammer geführt und dann durch eine Platte (z. B. Keramik) mit sehr feinen Bohrungen hindurchgeführt und dabei verbrannt. Es entsteht dadurch unterhalb der glühenden Plattenoberfläche eine hauchdünne Flammenschicht. Es sind auch andere Konstruktionen der Strahlwand bekannt, auch in Kombination mit einer auf die Bahn blasenden Luftpüse, wobei zusätzlich zu dem Verbrennungsluftventilator ein Umluftventilator vorhanden ist, der die Luft durch die Blasdüse auf die Bahn bläst (vgl. Abb. 1). Diese Luft vermischt sich mit der seitlich eintretenden Frischluft auf der Bahnoberfläche und auch mit dem abgebrannten Gas-/Luftgemisch und erwärmt sich zugleich.

Durch eine Absaugung des auf der Bahnoberfläche befindlichen Luftgemisches am Ende des jeweiligen IR-Strahlers bzw. der Strahlerreihen mit dem Umluftventilator der IR-Strecke wird der Kreislauf aufrechterhalten. Dieses Luftgemisch besteht aus der Frischluft, Umluft, Verbrennungsluft mit abgebrannten Gasrückständen sowie den aus der Papierbahn verdunsteten Wasserdämpfen. Die Umlufttemperaturen können je nach der Strahlerausführung um etwa 160 °C und noch mehr betragen. Etwa 20 bis 25% der Umluft werden dabei als Abluft abgeführt, wobei dieser Anteil auch erheblich höher gehalten werden kann.

Die Abluft mit ca. 160 °C aus einer solchen kombinierten IR-Strahlereinheit mit einem Umluftkreislauf wird nach dem Schema in Abb. 1 der ersten Sektion eines Konvektionstrockners als ein Teil der vorerwärmten Frischluft zugeführt. Ein weiterer Teil der vorerwärmten Frischluft kommt aus der Wärmerückgewinnung. Die Gesamtfrischlufthmenge, bestehend aus diesen beiden Anteilen, wird dem Umluftkreislauf der ersten Sektion beigegeben, wobei gegebenenfalls hinter dem Umluftventilator eine weitere Aufheizung dieser Gesamtfrischlufth in einem Lufterhitzer auf die in der ersten Sektion des Trockners erforderliche Umlufttemperatur erfolgt. Die Frischluft zu dem Umluftkreislauf der zweiten Sektion des Trockners kommt nur als vorerwärmte Frischluft aus der Wärmerückgewinnung und wird, wie bei der ersten Sektion, im Lufterhitzer hinter dem Umluftventilator auf die erforderliche Trocknungstemperatur gebracht. Die Abluft von den beiden Sektionen wird vermischt und der Wärmerückgewinnungsanlage, d. h. dem Abluftwärmeaustauscher zugeführt, in dem auf diese Weise die zuvor erwähnte Vorwärmerung der Frischluft stattfindet. Dieses in Abb. 1 dargestellte Prinzipschema kann natürlich weitere Variationen enthalten, wie etwa Zufuhr von einem Teil der Abluft der zweiten Sektion in den Umluftkreislauf der ersten Trocknersektion und dgl. Auf jeden Fall ist z. B. durch eine derart gekoppelte Fahrweise der verschiedenen Umluft- und Abluftzweige in Verbindung mit der Wärmerückgewinnung eine sehr positive Energiebilanz der Gesamttrocknungsanlage gewährleistet.

Es sei darauf hingewiesen, daß bereits vor 20 und 30 Jahren z. B. Prallstrahlrockner gebaut wurden, bei denen zwischen den Prallstrahl-düsen IR-Strahler eingebaut waren, die aller-dings später in erster Linie wegen schlechter Wartungsmöglichkeit der IR-Strahler in dieser Form nicht mehr ausgeführt wurden.

Als weiteres Beispiel einer kombinierten Trocknung mit Wärmerückgewinnung und einer energetisch vorteilhaften Fahrweise ist in Abb. 2 das Zusammenwirken eines Kontaktrockners als Trocknungszyylinder (ZT) in Kombination mit einer Prallstrahlhaube (PH 1, PH 2) dargestellt. Auch hier soll ohne die Einzelheiten der beiden Trocknungsarten gezeigt werden, daß wegen der weitaus geringeren Trocknungsgeschwindigkeiten in der zweiten Haubenhälfte (PH 2) ein Teil der mit nur wenig Feuchte beladenen Abluft von PH 2 ohne weiteres als Frischluft dem Umluftkreislauf der ersten Haubenhälfte PH 1 zugeführt werden kann. Meistens wird erfahrungsgemäß ungefähr nur ein Drittel der Gesamtwassermenge, die z. B. von der Gesamthaube insgesamt verdunstet werden kann, in der zweiten

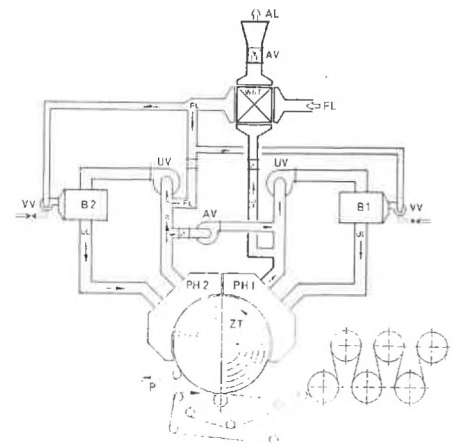


Abb. 2: Schematische Darstellung einer kombinierten Trocknungsanlage für Papiertrocknung, bestehend aus einer Konvektionstrocknung (Prallstrahlheube PH1, PH2) und einer Kontakttrocknung (Zylindertrocknung ZT) mit Wärmerückgewinnung WRT. B: Brenner, UV: Umluftventilator, AV: Abluftventilator, VV: Verbrennungsluftventilator, UL: Umluft, AL: Abluft, FL: Frischluft, p: Papierbahn.

Haubenhälfte PH 2 verdunstet, so daß kaum nachteilige Auswirkungen etwa auf die Trocknung in der ersten Haubenhälfte PH 1 zu befürchten sind. Auf den Einfluß der Beladung der Trocknungsluft in bezug auf eine Verschlechterung der Trocknungsgeschwindigkeit wird noch eingegangen.

Die in der Wärmerückgewinnungsanlage WRT vorewärmte Frischluft FL wird dem Umluftkreislauf UL der zweiten Haubenhälfte PH 2 zugeführt. Von der in WRT vorewärmten Gesamtfrischluftrmenge werden ferner zwei Anteile zu den Verbrennungsluftventilatoren VV der beiden Brenner B für die jeweiligen Haubenhälften PH 1 und PH 2 abgezweigt. Im Brenner 2 wird die mit der vorewärmten Frischluft vermischte Umluft auf die in PH 2 erforderliche Trocknungstemperatur aufgeheizt. Die Abluft AL von PH 2, die mittels Abluftventilator AV in den Umluftkreislauf UL der ersten Haubenhälfte PH 1 nunmehr auch als quasi vorewärmte Frischluft (Temperaturen von 160 bis 230 °C) vermengt wird, wird im Brenner 1 auf die in PH 1 erforderliche Trocknungstemperatur gebracht. Die Gesamtabluft AL der ersten Haubenhälfte PH 1 wird dem Abluftwärmeaustauscher WRT der Wärmerückgewinnung zugeführt und verläßt den Wärmeaustauscher WRT – nach Wärmeübertragung auf die Frischluft – über einen Abluftventilator, um entweder ins Freie oder aber je nach Größe ihres noch vorhandenen Wärmeinhaltes zu einem zweiten, in Abb. 2 nicht weiter ausgeführten Luft-/Wasser-Wärmeaustauscher, z. B. für Heizwasserzwecke, zu gelangen. Auf diese Weise wird insgesamt eine sehr gute Wärmerückgewinnungsrate erzielt.

Konvektionstrockner unter energetischen Gesichtspunkten

Mit den beiden vorangegangenen Beispielen (in Abschnitt 2) wurde versucht, ganz allgemein zu den verschiedenen Kombinationsmöglichkeiten von Trocknersystemen mit Wärmerückgewinnung wirtschaftliche Fahrweisen aufzuzeigen. Im folgenden soll nunmehr auf die Konvektionstrocknung als eine der wichtigsten Trocknungsarten etwas näher eingegangen werden, um auch hierbei Vergleichskriterien in bezug auf Energiebilanzen bei der Auswahl eines optimalen Trockners unter verschiedenen Trocknern aus dem Bereich der Konvektionstrockner aufzustellen.

Wie bereits eingangs erwähnt, konnte in (1) gezeigt werden, wie die für eine Konvektionstrocknung hauptsächlich interessierenden Einflußgrößen die Trocknungstemperatur der Luft t_L und die Düsenaustrittsgeschwindigkeit w_D die mittlere Trocknungsgeschwindigkeit g_{Dm} bei der Lösemittelverdunstung wechselseitig beeinflussen.

In Ergänzung zu (1) und auf der gleichen Grundlage, nur mit entsprechenden Stoffeigenschaften für das Wasser und die Wasserverdunstung in Luft, wurden mit Hilfe eines erweiterten Rechenprogrammes solche Kurvenscharen für konstante mittlere Trocknungsgeschwindigkeiten als Beispiel für eine bestimmte Anordnung von Prallstrahl-Schwebedüsen gerechnet und in Abb. 3 dargestellt.

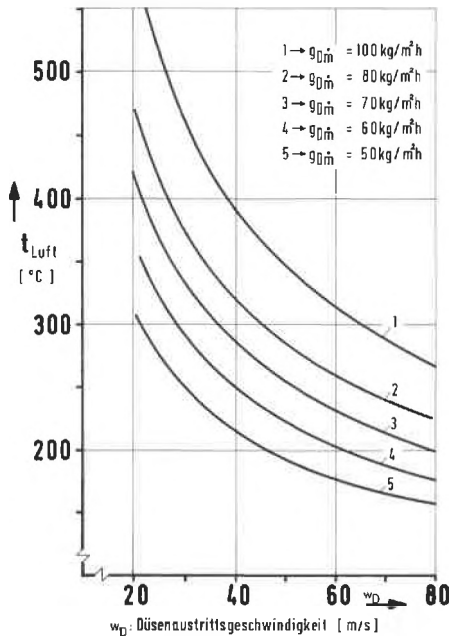


Abb. 3: Trocknungsgeschwindigkeitskurven für Wasserverdunstung bei der Strichtrocknung mit einem doppelseitig wirkenden, neuen Prallstrahl-Schwebetrockner. Düsenabteilungsverhältnis $j/B = 100$, Bahn-Düsenabstand $Z = 2$ bis 12 mm; mittlere Trocknungsgeschwindigkeit g_{Dm} doppelseitig wirkend mit ca. 60% + 40% Aufteilung (gültig bei günstigen Trocknungsbedingungen, wie z. B. bei leichten und saugfähigen Papiersorten, großer Auftragsmasse, die schnell wegschlägt usw.); t_L = Lufttemperatur; w_D = Düsenaustrittsgeschwindigkeit.

Die Kurvenscharen gelten für verhältnismäßig günstige Trocknungsbedingungen seitens der Papiersorte (z. B. sehr leichte, saugfähige Papiere) und bei einer 'hohen' Auftragsmasse, bei denen das Wasser rasch wegschlägt und bereits vor dem Eintritt in den Trockner, über die Papierdicke gesehen, die nicht gestrichene Seite auch erreicht oder fast erreicht hat. Ein Zustand, der aus der Praxis z. B. beim Streichen von LWC für Tiefdruck durchaus bekannt ist (6). Solche oder ähnliche Verhältnisse sind für eine doppelseitige Trocknung einer mit Hilfe eines Schwebetrockners schwebend geführten Papierbahn als geradezu ideal anzusehen, weil von der nicht gestrichenen Seite ebenfalls viel verdunstet werden kann. So z. B. kann die Aufteilung durchaus ca. 60% der Gesamtwassermenge auf der Strichseite und 40% auf der nicht gestrichenen Seite betragen, wie in Abb. 3 zugrunde gelegt wurde.

Ausgesprochen ideale Verhältnisse für eine doppelseitige Trocknung einer Papierbahn liegen natürlich im Falle eines in etwa gleicher Menge fast gleichzeitig aufgetragenen Doppelstriches vor, wobei von beiden Seiten

der Papierbahn etwa die gleichen Wassermengen verdunstet werden können. Solche produktionsbedingt günstigen Trocknungsbedingungen führen unabhängig von der Art des eingesetzten Schwebetrockners (z. B. Prallstrahl- oder Überström-Schwebetrockner) allgemein zu wirtschaftlichen Betriebsverhältnissen. Auch der unter solchen günstigen Bedingungen scheinbar erhöhte Energieeinsatz aufgrund der beidseitigen Trocknung ist insofern optimal, als z. B. die Trocknungstrecke erheblich verkürzt werden kann.

Auf der anderen Seite wird ganz allgemein gesehen der Einsatz eines jeden Schwebetrockners um so fragwürdiger, je mehr die eben erwähnten produktionsbedingt günstigen Trocknungsbedingungen wegfallen. Wenn sich die Produktion in Richtung schwerer Papiersorten, z. B. ab ca. 150 bis 180 über 500 und mehr g/m^2 bewegt und/oder das Wegschlagen des Wassers aufgrund der Papierbeschaffenheit oder aus anderen Gründen (z. B. Vorstrich und dgl.) weitgehend unterbunden wird, so daß der Wasserspiegel die andere Seite der Papieroberfläche kaum mehr erreichen kann, ist z. B. der Einsatz eines Schwebetrockners zumindest energetisch nicht mehr vertretbar. In solchen Fällen ist eine schwebende Bahnführung, wenn auch keinerlei qualitätsbedingte Vorteile zu erwarten sind, völlig überflüssig und zuweilen sogar aufgrund von eher möglichen instabilen Bahnverhältnissen produktschädlich.

Auch der Einsatz von bei schweren Papiersorten zuweilen anzutreffenden, einseitig wirkenden Schwebetrockner-Halbsektionen kann nicht darüber hinwegtäuschen, daß hier zwar energetisch gesehen durch den Wegfall einer unteren – oder oberen – Sektion auf der trocknungstechnisch nicht relevanten Bahnseite wirtschaftlicher gefahren wird; daß aber in solchen Fällen in altbewährter und völlig sicherer Weise mit einer über Walzen geführten Bahn, in Verbindung mit einem optimierten und auf die höchsten Trocknungsgeschwindigkeiten ausgelegten, einseitigen Prallstrahlrockner, bei weitem viel mehr Primärenergie eingespart werden kann.

Nach diesen allgemeinen Gesichtspunkten für oder gegen den Einsatz eines Schwebetrockners, die im Zusammenhang mit der Energieeinsparung von Bedeutung sind und daher zwischen dem Anlagenhersteller und dem Betreiber eingehend besprochen werden müssen, ist noch die Frage zu klären, welche Lufttemperaturen und Düsenaustrittsgeschwindigkeiten zur Erreichung einer durch die Produktion gegebenen, bestimmten Trocknungsgeschwindigkeit gewählt werden sollen. Wie aus Abb. 3 zu entnehmen ist, ist aufgrund der gewählten Darstellungsweise in einem technisch relevanten Bereich jedes Wertepaar für eine konstante, mittlere Trocknungsgeschwindigkeit g_{Dm} bekannt. Solange durch Heizmittelverfügbarkeit keine allzu niedrigen Grenzen hinsichtlich der Temperaturhöhe auferlegt werden und das Produkt höhere Temperaturen vertragen kann, ist in der Regel die Wahl von höheren Trocknungstemperaturen insgesamt energetisch gesehen günstiger. Auch aus qualitätsbedingten Überlegungen heraus scheint eine höhere Lufttemperatur vorteilhaft zu sein. Aus verschiedenen Untersuchungen wie z. B. (7) geht nämlich hervor, daß qualitätsmindernde Bindemittelwanderungen, die zum Mottling-Effekt führen, bei der Trocknung z. B. von

stärkehaltigen Streichfarben zwar in erster Linie von der Höhe der Trocknungsgeschwindigkeit abhängig sind, daneben es aber zur Erreichung einer bestimmten Trocknungsgeschwindigkeit bei Vermeidung oder Verringerung der Bindemittelwanderung besser ist, mit höherer Lufttemperatur anstatt mit niedriger Temperatur zu trocknen.

Insbesondere in (8) wurde aus Untersuchungen der verschiedenen Trocknungszustände bei Schwebetrocknern bei der Strichtrocknung (Latex-Streichfarbe) auf Offsetpapieren festgestellt, daß bei gleichbleibenden Qualitätsmerkmalen (z. B. bei einem sogenannten K & N-Ungleichmäßigkeits-Wert von 2) das Wertepaar hohe Lufttemperatur/niedrige Luftgeschwindigkeit ($300^\circ\text{C}/19\text{ m/s}$) eine höhere zulässige Trocknungsgeschwindigkeit – $g_{Dm} = 34\text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ – erlaubt als das Wertepaar hohe Luftgeschwindigkeit/niedrige Lufttemperatur ($200^\circ\text{C}/35\text{ m/s}$) mit einer niedrigen $g_{Dm} = 25\text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$. Nach Untersuchungen von Graab (9) bei der Strichtrocknung von Offsetpapieren kann während der Aufwärmphase und während des ersten Trocknungsabschnittes mit hoher Trocknungsgeschwindigkeit ohne qualitativen Schaden für das Papier getrocknet werden, wobei allerdings die Lage des Knickpunktes zum zweiten Trocknungsabschnitt bekannt sein muß, damit die Trocknungseinstellung entsprechend angepaßt werden kann.

Auf weitere Gründe, die für den Einsatz von hohen Temperaturen sprechen, wird noch eingegangen. Jedenfalls sind in Abb. 3 in einem Bereich für die Gesamttrocknungsgeschwindigkeit von $g_{Dm} = 50$ bis $100\text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ die zusammengehörigen Wertepaare von Lufttemperatur t_L und Düsenaustrittsgeschwindigkeit w_D zur Erreichung von bestimmten g_{Dm} -Werten für eine bestimmte doppelseitig wirkende Prallstrahl-Schwebedüsen-Anordnung als Beispiel eindeutig dargestellt. Bei der programmierten Berechnung kann in einem sehr großen Bereich jede beliebige erforderliche Trocknungsgeschwindigkeit eingegeben werden, für die in beliebigen engen Intervallen nicht nur jegliche Wertepaare für t_L und w_D , sondern auch die der Lufttemperatur zugehörigen Bahntemperaturen errechnet werden, und zwar für nahezu alle möglichen Düsengeometrien. Auf diese Weise ist auch ein echter Leistungsvergleich unter verschiedenen Konvektionstrocknern durchführbar. Ein solcher Vergleich wurde sowohl rechnerisch – nach Grundlagen in (1) – als auch experimentell an einer Laborstreichanlage mit Prallstrahl- und Überström-Schwebedüsen unter nahezu gleichen Bedingungen bei der Trocknung von gestrichenen Papieren durchgeführt.

Zunächst einmal ist einiges zu den experimentellen Untersuchungen anzumerken. Die Laborstreichanlage besitzt eine kombinierte Trocknungsanlage, die nach dem Streichwerk in der Reihenfolge besteht aus: einer IR-Trocknungstrecke, einer doppelseitig wirkenden Schwebetrockner-Sektion mit abnehmbaren Schwebedüsen, die unter Einhaltung von bestimmten Abmessungen in verschiedenen Ausführungen zu Testzwecken eingesetzt werden können, sowie einer anschließenden Zylindertrocknung, über der eine Prallstrahlhaube installiert ist. In dieser Anordnung enthält die Gesamttrocknungsanlage praktisch alle möglichen Kombinationen, die im Abschnitt 2 etwa durch Zusammenfügen der Abb. 1 und 2 vorstellbar sind. Da bei

den beabsichtigten Vergleichsversuchen nur der Einsatz von verschiedenen Schwebedüsen-Ausführungen in der Schwebetrockner-Sektion vorgesehen war, wurden auch zur Vermeidung von irgendwelchen zusätzlichen Einflußgrößen die übrigen Trocknungsparameter, also IR- und Haubentrocknung, abgeschaltet. Es wurde ein gestrichenes Papier von 80 g/m^2 (96%) gefahren. Die Arbeitsbreite betrug 480 mm . Als Streichfarbe wurde eine stärkehaltige Farbe mit 60% Trockenanteil eingesetzt, das Auftragsgewicht betrug 12 g/m^2 . Die Schwebetrockner-Sektion bestand aus einem Oberteil von 2800 mm Länge und einem Unterteil mit einer Länge von 2300 mm , wobei die Trocknerbreite 500 mm betrug. Die Düsenteilung j und der Abstand zwischen den unteren und oberen Düsen $2Z$ (mit $Z = \text{Bahn-Düsenabstand}$) konnten in gewissen Grenzen variiert werden. Zum Einsatz kamen neue Prallstrahl-Schwebedüsen nach der Bauart L&E und Überström-Schwebedüsen in einer bestimmten, strömungstechnisch besonders optimal gewählten Art der Coandastrahl-Ausführung, wie in Abb. 4 im einzel-

irgendwelcher höchster Trocknungsgeschwindigkeiten, sondern in erster Linie auf die Einhaltung von möglichst genau gleichen geometrischen Abmessungen und damit auch gleichen Versuchsbedingungen an. Auf diese Weise herrschten, jedenfalls luftseitig gesehen, völlig gleiche Versuchsbedingungen für die beiden unterschiedlichen Düsen-systeme. Ein Zustand, der für einen einwandfreien Vergleich der Versuche eigentlich selbstverständlich ist, was aber oft bei den bisher bekanntgewordenen Vergleichsversuchen von Dritten entweder absichtlich nicht angegeben, oder auch nicht eingehalten wird; so wurde z. B. in (10) von Vergleichsversuchen zwischen einem konventionellen Prallstrahl-trockner und einer vermeintlich leistungsfähigeren Coandastrahl-Schwebedüsen-Anordnung berichtet, ohne nähere Angaben über die Versuchsbedingungen und Düsengeometrie bei der Prallstrahl-Anordnung zu machen. Es wurde auch nicht näher darauf eingegangen, daß die dort eingesetzte Prallstrahl-Anordnung nur einseitig wirksam war und der Vergleich mit einer doppelseitig wirkenden Coandastrahl-Schwebedüsen-Anordnung, damit keineswegs unter gleichen Bedingungen, durchgeführt wurde. Für einen typischen Kaolinstrich mit einer Auftragsmasse von 12 g/m^2 und einem Feststoffgehalt von 60% auf Zeitungspapier mit 80 g/m^2 wurde nach Angaben in (10) mit einem Hochleistungs-Schwebetrockner (Coandastrahl-Ausführung) eine Trocknungsgeschwindigkeit von $g_{\text{Dm}} = 30 \text{ kg/m}^2/\text{h}$, mit einem herkömmlichen Konvektionstrockner (Prallstrahl-Ausführung) eine Trocknungsgeschwindigkeit von $g_{\text{Dm}} = 24 \text{ kg/m}^2/\text{h}$ erreicht.

Würde man diesen Vergleich richtigerweise unter gleichen Bedingungen entweder in beiden Fällen bei einseitig wirkender Trocknung, wie z. B. in (1), oder in beiden Fällen bei doppelseitig wirkender Trocknung durchführen, so ließe sich feststellen, daß das Prallstrahl-system dem Überström-Trocknungssystem hinsichtlich der Trocknungsleistung um einiges überlegen ist. Für den in (10) vorliegenden Fall wären schätzungsweise bei einseitig wirkender Coandastrahl-Düsenanordnung ca. $20 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$ – Prallstrahl nach (10) $24 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$ – und bei doppelseitig wirkender Prallstrahl-Düsenanordnung ca. $37 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$ – gegenüber $30 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$ bei Coandastrahl-Düsenanordnung nach (10) – zu erwarten. Daß diese richtigstellende Schätzung für den in (10) angeführten inkorrekten Vergleich nicht etwa aus der Luft gegriffen ist, zeigen die eigenen Messungen in Abb. 5 mit den in Abb. 4 gezeigten Schwebedüsen-Anordnungen. Für die Anordnung 2 mit den Überström-Schwebedüsen (Meßpunkt MP +) bei einer Düsenaustrittsgeschwindigkeit von $w_D = 49 \text{ m/s}$ und einer Lufttemperatur von $t_L = 275^\circ\text{C}$ wurde eine mittlere Trocknungsgeschwindigkeit von $g_{\text{DmÜ}} = 29,2 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$ gemessen. Die Versuchsbedingungen wurden zuvor erklärt. In Ergänzung dazu sei noch vermerkt, daß die verdunstende Wassermenge durch Probeentnahmen direkt vor und hinter der Schwebetrockner-Sektion aufgrund von genauen Laboruntersuchungen festgestellt wurde. Beim Einsatz von Prallstrahl-Schwebedüsen nach der Anordnung 1 in Abb. 4 wurde aufgrund der gleichen geometrischen Abmessungen bei gleicher Düsenaustrittsgeschwindigkeit von $w_D = 49 \text{ m/s}$ und einer etwas höher liegenden Temperatur von $t_L = 304^\circ\text{C}$ eine mittlere Trocknungsgeschwindigkeit von $g_{\text{DmPr}} = 47,8 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$ (Meßpunkt MP *) gemessen.

Bei diesem Versuch wurde die Lufttemperatur aus anlagebedingten Gründen mit $t_L = 304^\circ\text{C}$ anstatt mit $t_L = 275^\circ\text{C}$ für einen einwandfreien Vergleich etwas zu hoch gewählt.

Trotzdem ist ein korrekter Vergleich aufgrund der genau eingehaltenen Düsenaustrittsgeschwindigkeit von $w_D = 49 \text{ m/s}$ bei beiden Versuchen und einer genauen Zurückrechnung von $t_L = 304^\circ\text{C}$ auf $t_L = 275^\circ\text{C}$ für die Prallstrahl-Schwebedüsen möglich. Es stellt sich dann heraus, daß mit dem Wertepaar $t_L = 275^\circ\text{C}$ und $w_D = 49 \text{ m/s}$ im Falle Prallstrahl-Schwebedüsen nach der Anordnung 1 in Abb. 4 eine Trocknungsgeschwindigkeit von rund $g_{\text{DmPr}} = 43 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$ zu erwarten ist. Es kann also als Endergebnis von diesen beiden nahezu unter gleichen Bedingungen durchgeführten Vergleichsversuchen festgehalten werden, daß gegenüber der bei Überström-Schwebedüsen (in Coanda-Ausführung nach Anordnung 2 in Abb. 4) gemessenen Trocknungsgeschwindigkeit von rund $g_{\text{DmÜ}} = 29 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$ eine deutlich höhere Trocknungsgeschwindigkeit von rund $g_{\text{DmPr}} = 43 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$ bei den Prallstrahl-Schwebedüsen (nach Anordnung 1 in Abb. 4) ermittelt wurde. Zur rechnerischen Ermittlung der gemessenen Trocknungsgeschwindigkeiten wurden die geometrischen Abmessungen nach Abb. 4 der beiden Düsenanordnungen und die gleichen Versuchsbedingungen sowie die gleichen, weiteren Randbedingungen für beide Anordnungen, wie z. B. Beladung der Luft, Papiergewicht, Auftragsmasse, Aufteilung der verdunstenden Wassermenge zwischen der gestrichenen und nicht gestrichenen Bahnseite, in das Programm als Eingangswerte eingegeben.

Als Ergebnis der programmierten Berechnung unter gleichen Bedingungen für die beiden Anordnungen sind die in Abb. 5 darge-

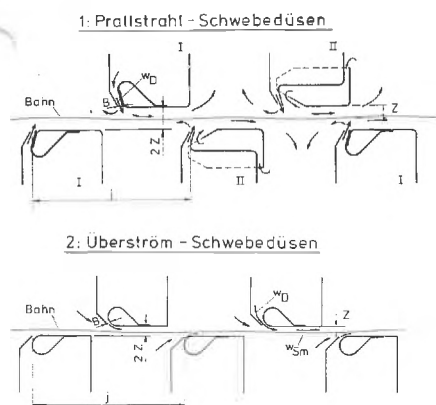


Abb. 4: Versuchsanordnung mit wichtigsten geometrischen Abmessungen der bei den vergleichenden Trocknungsversuchen eingesetzten verschiedenen Schwebedüsen-Ausführungen.

1: L&E-Prallstrahl-Schwebedüsen in alternierender, versetzter Anordnung.
2: Überström-Schwebedüsen in Coandastrahl-Ausführung und üblicher, versetzter Anordnung.

Für beide Düsenanordnungen gilt: Düsenteilung $j = 260 \text{ mm}$; Düsenbreite $B = 2 \text{ mm}$; Bahn-Düsenabstand $Z \approx 4 \text{ mm}$.

nen und in Gesamtanordnung schematisch dargestellt².

Sämtliche Düsen hatten eine Düsenbreite von $B = 2 \text{ mm}$. Der Abstand $2Z$ zwischen den oberen und unteren Düsen wurde bei allen Düsen – mit gewissen Toleranzen – etwa zu 8 mm eingestellt, so daß der Bahn-Düsenabstand bei beiden Düsenanordnungen im Mittel ca. $Z \approx 4 \text{ mm}$ betrug. Die Düsenteilung j wurde bei den Versuchen – wegen besserer Abströmverhältnisse zwischen den Düsen etwas größer als normalerweise üblich – einheitlich zu $j = 260 \text{ mm}$ gewählt. Damit war das Verhältnis der Düsenteilung zur Düsenbreite bei allen Versuchen mit $j/B = 130$ konstant. Ein Wert von $j/B = 130$ ist zwar in bezug auf eine möglichst hohe mittlere Wärmeübergangszahl sowohl bei den Prallstrahl- als auch bei den Überströmdüsen, wie in (1) ausführlich erläutert wurde, etwas zu hoch, so daß in beiden Fällen die erreichbaren Trocknungsgeschwindigkeiten auch nicht allzu hoch liegen können. Bei den geplanten Versuchen kam es aber nicht auf die Erreichung

²Über die Funktionsweise der beiden neuen L&E-Prallstrahl-Schwebedüsen und eines solchen L&E-Prallstrahl-Schwebetrockners sowie über die verschiedenen Überström-Schwebedüsen wurde in (1) ausführlich berichtet, so daß hier nicht näher darauf eingegangen wird.

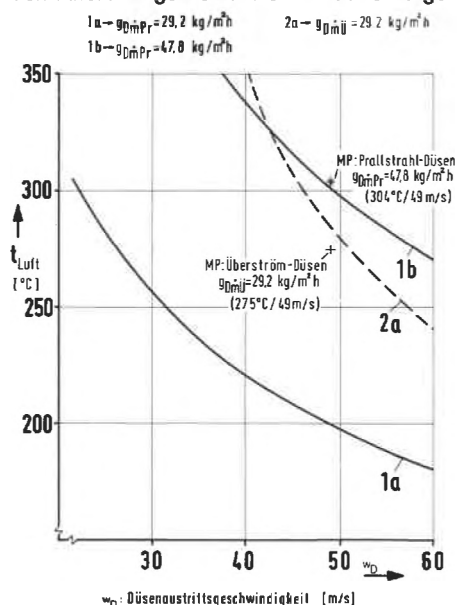


Abb. 5: Vergleich zwischen den Prallstrahl-Schwebedüsen (Kurven 1a und 1b; Meßpunkt MP *) und Überström-Schwebedüsen (gestrichelte Kurve 2a, Meßpunkt MP +), doppelseitig wirkend in der Anordnung nach Abb. 4 mittels Trocknungsgeschwindigkeitskurven g_{DmPr} bzw. $g_{\text{DmÜ}}$ und mit Meßwerten für g_{DmPr} bzw. $g_{\text{DmÜ}}$ für wasserhaltige Streichfarben.

Kurven 1a und 2a: $g_{\text{Dm}} = 29,2 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$

Kurve 1b: $g_{\text{Dm}} = 47,8 \text{ kg/(m}^2\text{h)}$

Indices: g_{Dm} = doppelseitig wirksame, mittlere Gesamt-Trocknungsgeschwindigkeit, Pr = Prallstrahldüsen, Ü = Überströmdüsen, t_L = Lufttemperatur, w_D = Düsenaustrittsgeschwindigkeit.

stellten Kurven in der bisher gewohnten Art der Darstellung, nämlich als eine Art von Kennlinien für die Trocknungsgeschwindigkeit g_{Dm} in Abhängigkeit von t_L und w_D zu entnehmen. Vergleicht man zunächst die entsprechenden Kurven 1 a und 2 a für die direkt gemessenen Trocknungsgeschwindigkeiten von $g_{DmU} = 29,2 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ bzw. $g_{DmPr} = 47,8 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$, so kann man eine gute Übereinstimmung – insb. im Falle 1 b und MP* – zwischen der Messung und Berechnung feststellen. Da wegen des immerhin nicht unerheblichen Aufwandes bei solchen Messungen nur zwei Meßpunkte existieren, ist ein Vergleich über den ganzen gerechneten Bereich der Kurven mit den Messungen nicht möglich.

Dennoch zeigt der Vergleich zwischen der Messung und Rechnung, daß auch in einem größeren Bereich gute Übereinstimmung zu erwarten ist und die Richtigkeit und Bedeutung der bisherigen theoretischen Aussagen hinsichtlich der Leistungsfähigkeit beider Systeme durch die Messung voll bestätigt wurden. Damit die Übersichtlichkeit der Abb. 5 nicht verlorengeht, wurde keine Kurve für die Prallstrahl-Anordnung bei $g_{DmPr} = 43 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ eingezeichnet (Vergleich für Wertepaar $t_L = 275^\circ\text{C}$ und $w_D = 49 \text{ m/s}$). Ein Vergleich bei einer Trocknungsgeschwindigkeit von $g_{Dm} = 29,2 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ kann aber mit den beiden Kurven 1 a und 2 a durchgeführt werden. Aus einem Vergleich z. B. bei einer Lufttemperatur von $t_L = 275^\circ\text{C}$ geht hervor, daß nach der Kurve 1 a für Prallstrahl-Schwebedüsen mit einer erheblich niedrigeren Düsenaustrittsgeschwindigkeit von rund $w_D = 26 \text{ m/s}$ (anstatt von $w_D = 49 \text{ m/s}$ bei Coandastrahl-Ausführungen) die gleiche Trocknungsgeschwindigkeit von $g_{DmU} = 29,2 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ wie bei der Coandastrahl-Ausführung zu erreichen ist. Damit wurde die eindeutige energetische Überlegenheit von Prallstrahl-Schwebedüsen gegenüber den Überström-Schwebedüsen noch einmal verdeutlicht.

Wie bereits bei der Besprechung der Versuchsbedingungen ausdrücklich erwähnt wurde, waren die Trocknungsbedingungen für beide Düsenanordnungen nicht besonders günstig (z. B. kurze Trocknungsstrecke mit Anlaufphase, da IR-Strahler abgeschaltet wurden; kein sehr dünnes Papier; kürzere untere Sektion, daher verhältnismäßig noch geringere Verdunstung auf der nicht gestrichenen Papierseite; Aufteilung mit ca. $75\% + 25\%$ angenommen, usw.), so daß die absolut erreichten Trocknungsgeschwindigkeiten für beide Düsenanordnungen nicht als sehr hoch angesehen werden können. Darauf kam es aber auch nicht an. Wie sich ein solcher Leistungsvergleich für die beiden Düsenanordnungen unter günstigeren Trocknungsbedingungen (etwa wie in Abb. 3) darstellt, ist aus Abb. 6 zu entnehmen. In Abb. 6 ist für die beiden Düsenanordnungen bei zwei verschiedenen Trocknungsgeschwindigkeiten mit $g_{Dm} = 37$ und $45 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ der Zusammenhang zwischen der Lufttemperatur t_L und der Düsenaustrittsgeschwindigkeit w_D dargestellt. Die für den Vergleich wichtigen charakteristischen Größen sind in der Bildunterschrift angegeben. Auch hier ist die Überlegenheit der Prallstrahl-Schwebedüsen eindeutig zu sehen. Beispielsweise kann bei einer Düsenaustrittsgeschwindigkeit von $w_D = 60 \text{ m/s}$ und einer Lufttemperatur von ungefähr $t_L = 180^\circ\text{C}$, wo sich beide Kurven 1 b und 2 a zufällig schneiden, mit der Prallstrahl-

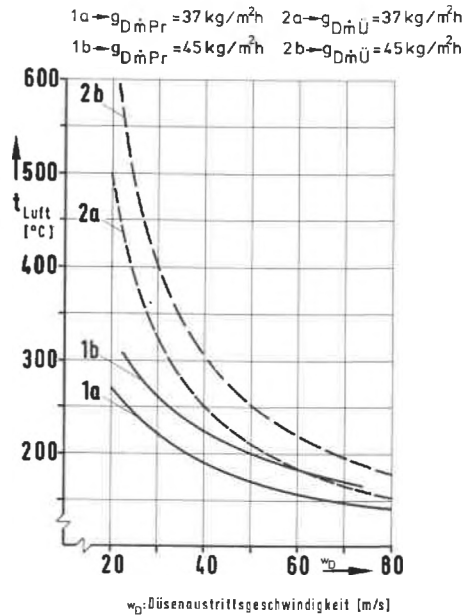


Abb. 6: Vergleich zwischen den Prallstrahl-Schwebedüsen (Kurven 1 a und 1 b) und Überström-Schwebedüsen (gestrichelte Kurven 2 a und 2 b) doppelseitig wirkend, etwa in der Anordnung nach Abb. 4 mittels Trocknungsgeschw.-Kurven g_{DmPr} bzw. g_{DmU} für wasserhaltige Streichfarben.
Kurven 1 a und 2 a: $g_{Dm} = 37 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$
Kurven 1 b und 2 b: $g_{Dm} = 45 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$
Indices: g_{Dm} = doppelseitig wirksame, mittlere Gesamttrocknungsgeschwindigkeit, Pr = Prallstrahldüsen, U = Überströmdüsen
Düsenbreite $B = 2 \text{ mm}$, Düsenteilung $j = 226 \text{ mm}$, $j/B = 113$
Bahn-Düsenabstand $Z = 5 \text{ mm}$ (für Prallstrahlen $Z = 3$ bis 16 mm)
mittl. Spaltgeschw. $w_{Sm} = 0,7 w_D$ für Überströmdüsen, näheres vgl. (1); t_L = Lufttemp., w_D = Düsenaustrittsgeschwindigkeit.

Anordnung eine Trocknungsgeschwindigkeit von $g_{DmPr} = 45 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ gegenüber $g_{DmU} = 37 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ bei der Überström-Anordnung erzielt werden.

Die Überlegenheit der Prallstrahl-Anordnung wird mit Erhöhung der Düsenaustrittsgeschwindigkeit bei gleichzeitiger Verringerung der Lufttemperatur geringer. Auf diese Tatsache wurde bereits in (1) hingewiesen. Aus Abb. 6 ist beim Vergleich von Kurven 1 a und 2 a auffällig, daß sich ab etwa $w_D = 70 \text{ m/s}$ beide Kurven so weit nähern, daß sie sich bei ca. $w_D = 90 \text{ m/s}$ und $t_L = 135^\circ\text{C}$ schneiden, so daß beide Düsenanordnungen in bezug auf Trocknungsleistung erst etwa bei diesem Wertepaar gleichzusetzen sind.

Die deutliche energetische Überlegenheit der Prallstrahl-Anordnungen zeigt sich insbesondere im Bereich der kleineren bis mittleren Düsenaustrittsgeschwindigkeiten in Verbindung mit höheren Lufttemperaturen. Gerade eine solche Fahrweise des Trockners wurde aber aus den bereits erwähnten anderen Gründen für wichtig gehalten, so daß bei der Wahl eines primärenergiesparenden Trockners ein Prallstrahl-Schwebetrockner einem Überström-Schwebetrockner vorzuziehen ist. Mit diesen Ausführungen als Ergänzung zu (1) ist nunmehr der energetische Vergleich zwischen den beiden Haupttrocknungssystemen der Konvektionstrocknung ausreichend behandelt worden.

Ein weiterer energetisch wichtiger Aspekt im Zusammenhang mit der Wärmerückgewinnung wurde eingangs unter dem Stichwort „hohe Abluftbeladung“ angedeutet. Wie sich die Erhöhung der Abluftbeladung günstig auf die Wärmerückgewinnung auswirkt, wird im nächsten Abschnitt gezeigt. Es ist aber auch bekannt, daß mit höherer Abluftbeladung

auch die Beladung der Umluft höher ist, und daß sich wegen der Verringerung des Konzentrationsgefälles als treibende Kraft in der Grenzschicht die Trocknungsgeschwindigkeit verringert. Daher ist es wichtig zu wissen, um welche Größenordnung eine solche Verringerung der Trocknungsgeschwindigkeit zu erwarten ist. Der Sinn einer noch wirtschaftlicheren Wärmerückgewinnung kann nicht eine eventuell erhebliche Verschlechterung der Trocknungsgeschwindigkeit sein. Zur Veranschaulichung dieser Zusammenhänge wurde in Abb. 7 für eine konstante Trocknungs-

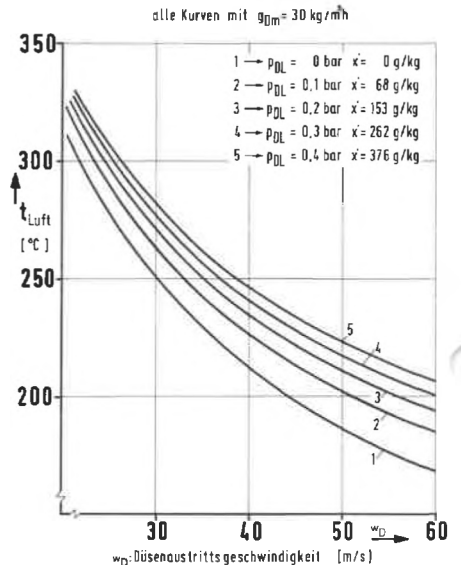


Abb. 7: Einfluß der absoluten Luftfeuchtigkeit x' der Trocknerumluft auf die Trocknungsgeschwindigkeit g_{Dm} bzw. auf die Lufttemperatur t_L und die Düsenaustrittsgeschwindigkeit w_D für eine konstante Trocknungsgeschwindigkeit $g_{Dm} = 30 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ bei einem einseitig wirkenden Prallstrahlrockner mit $j/B = 80$ und $Z = 16 \text{ mm}$. p_{DL} = Teildruck des Wasserdampfes in der Luft (alle Kurven sind gültig nur für $g_{Dm} = 30 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$).

geschwindigkeit von $g_{Dm} = 30 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$, bei einer einseitig wirksamen Prallstrahldüsen-Anordnung mit der Beladung der Luft (absolute Feuchtigkeit x') bzw. dem Teildruck des Wasserdampfes p_{DL} als Parameter, der Zusammenhang zwischen der Lufttemperatur t_L und der Düsenaustrittsgeschwindigkeit w_D dargestellt.

Man kann bei dieser Darstellungsweise leicht erkennen, daß mit der Erhöhung der absoluten Luftfeuchtigkeit im Trockner grundsätzlich zur Aufrechterhaltung einer konstanten Trocknungsgeschwindigkeit von $g_{Dm} = 30 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ ein höherer Energieaufwand erforderlich ist (bzw. bei gleichem Energieaufwand geringere Trocknungsgeschwindigkeit). In Abb. 7 ist für die absolute Feuchtigkeit x' ein Bereich von 0 bis 376 g/kg dargestellt. Beide Anfangs- bzw. Endwerte (Kurven 1 und 5) sind eigentlich nicht praxisrelevant und sollten nur die Größenordnung der Änderungen bei extremen Grenzwerten aufzeigen. In den meisten Industrieausführungen der Trockner, insbesondere bei Streichanlagen, sind absolute Feuchtigkeitswerte in der Größenordnung von $x = 60$ bis 150 g/kg vorzufinden. Die Kurve 1 für eine völlig trockene Luft mit $x = 0$ kann praktisch außer acht bleiben, weil dies noch nicht einmal bei vollem Frischluftbetrieb (d. h. Fahrweise ohne Umluft) ohne besondere Maßnahmen zu erreichen ist.

Vergleicht man z. B. die Kurven 2 und 4 einmal bei einer Lufttemperatur von z. B. $t_L = 200^\circ\text{C}$ und $t_L = 300^\circ\text{C}$, dann stellt man fest, daß zur Aufrechterhaltung von $g_{Dm} = 30 \text{ kg}/(\text{m}^2\text{h})$ bei höherer Beladung und geringerer

Temperatur eine weitaus größere Erhöhung der Düsenaustrittsgeschwindigkeit w_D (von $w_D = 51 \text{ m/s}$ auf $w_D = 60 \text{ m/s}$) erforderlich ist als bei der höheren Temperatur von $t_L = 300^\circ\text{C}$. Mit anderen Worten: Aus dem Verlauf der Kurven wird auffällig, daß der Energieaufwand zur Aufrechterhaltung einer konstanten Trocknungsgeschwindigkeit bei einer für die Wärmerückgewinnung vorteilhaften Erhöhung der Abluftbeladung bei Wertepaaren hohe Lufttemperatur/niedrige Luftgeschwindigkeit weitaus geringer ist als bei Wertepaaren niedrige Lufttemperatur/hohe Düsenaustrittsgeschwindigkeit. Damit ist ein weiterer Grund für den Betrieb eines Trockners mit dem Wertepaar hohe Lufttemperatur/niedrige Düsenaustrittsgeschwindigkeit gegeben, so daß insgesamt gesehen dieser Aspekt nicht mehr vernachlässigt werden sollte. In bezug auf die für die Wärmerückgewinnung günstigen hohen Luftbeladungen des Trockners ist natürlich zu vermerken, daß auch der Trockner konstruktiv in der Lage sein muß, mit hohen Luftfeuchtigkeiten gefahren zu werden, ohne auszuschwaden. Über solche konstruktiven Maßnahmen bei L&E-Trocknern wurde in (1) berichtet.

Optimierte Wärmerückgewinnung mit Betriebscharakteristiken in Abstimmung mit der Trocknung und dem Frischluftzustand

Es ist bekannt, daß durch eine hohe Beladung der aus dem Trockner abgeführten Abluft in einer nachgeschalteten Wärmerückgewinnungsanlage, die entsprechend optimal ausgelegt ist, eine hohe Wärmerückgewinnungsrate erzielt werden kann. Beispiele hierzu sind u. a. aus dem Bereich der Papiermaschinentrockenpartie geläufig, bei denen durch besondere Haubenkonstruktionen und ständige Kontrollmessungen der Abluftfeuchte die Beladung der Abluft ohne Ausschwaden der Haube so hoch wie möglich gehalten wird (Taupunkterhöhung), daß die nachfolgende Wärmerückgewinnung mit gutem Wirkungsgrad betrieben werden kann. Einige Hinweise hierzu sind z. B. in (11) zu finden.

Auch im Bereich der Trockenpartie von Streichanlagen wird zuweilen mit höheren Abluftfeuchten gefahren, allerdings bis jetzt nicht in dem Maße, wie es noch wirtschaftlicher möglich wäre. Oft sind Abluftfeuchten in der Größenordnung von $x = 70$ bis 120 g/m^2 vorzufinden. Im Bereich der Papiermaschinentrockenpartie ist z. B. eine Abluftfeuchte von $x = 140$ bis 180 g/kg und noch mehr anzustreben, soweit die Haubendichtigkeit diese Abluftfeuchte zuläßt. Bei einer Haube für eine Trockenpartie einer Papiermaschine ist es aufgrund der großen Abmessungen und einfach größeren Leckagen einer solchen Trockenpartie normalerweise nicht so einfach, wesentlich höhere Abluftfeuchten zu fahren. Bei einer kompakten Trocknersektion einer Streichanlage dagegen ist es – mit entsprechender Trocknerkonstruktion und Luftführung – ohne weiteres möglich, Abluftfeuchten in der Größenordnung von $x = 300 \text{ g/kg}$ und noch mehr zu verwirklichen. Die Bemessung der Abluftfeuchte und der Abluftmenge ist natürlich in erster Linie von den Produktionsdaten abhängig. In der Regel wird eine maximale Trocknungsgeschwindigkeit in bezug auf die maximalen Produktionswerte und damit auch die entsprechende Abluftmenge festgelegt. Die Abluftmenge des

Trockners kann aber auch so bemessen werden, daß bei einem mittleren Wert der zu erwartenden Wasserverdunstung (manchmal auch bei Maximalwerten) eine bestimmte gewünschte Abluftfeuchte erreicht wird. Bei geringeren zu verdunstenden Wassermengen, die z. B. durch den Rückgang der Produktion entstehen, würde bei konstanter Abluftmenge die Beladung der Abluft abnehmen. Zur Aufrechterhaltung der gleichen Beladung müßte dann aufgrund einer ständigen Abluftfeuchtemessung eine geregelte Minderung der Abluftmenge – und damit auch der Frischluftmenge – vorgenommen werden. Solche, heute computerunterstützten Meß- und Regeleinrichtungen, mit denen auch die Temperaturen gemessen und geregelt werden können, sind bekannt und werden für eine optimale Abstimmung zwischen der Produktion, Trocknung und der Wärmerückgewinnung trotz der nicht unerheblichen Anschaffungskosten benötigt.

Da mit der Verringerung der Abluft auch eine Verringerung der Frischluftmenge für den Trockner einhergeht, ergibt sich bekanntlich, auf den Trockner bezogen, eine wirtschaftliche Fahrweise. Diese kurz angedeuteten Zusammenhänge sind geläufig. Wahrscheinlich weniger bekannt sind das Betriebsverhalten einer Wärmerückgewinnungsanlage in Abhängigkeit von der Abluftfeuchte und den Schwankungen der Frischlufteintrittstemperatur über den Jahresdurchschnitt und die Frage der optimalen Auslegung des Wärmeaustauschers für die im Durchschnitt günstigsten Eingangswerte in bezug auf die Trocknung und auf den Frischluftzustand. Hierzu ist die Kenntnis der Betriebscharakteristiken bei partieller Kondensation eines Wärmeaustauschers erforderlich. Die Betriebscharakteristiken eines Wärmeaustauschers, bei dem während des Wärmeaustausches keine Kondensation stattfindet, sind z. B. nach dem VDI-Wärmeatlas zu ermitteln. Bei vollständiger Kondensation oder aber bei partieller Kondensation von feuchter Luft mit geringen Beladungen in der Größenordnung bis ca. $x = 20 \text{ g/kg}$, wie es z. B. in der Klimatechnik meist vorkommt, sind in der Literatur Angaben über die Berücksichtigung der Kondensation zu finden. Sehr wenig erforscht bzw. kaum in der Literatur bekannt sind die Grundlagen zur Berechnung der Betriebscharakteristiken von Wärmeaustauschern, bei denen während des Wärmeaustausches partielle Kondensation bei hohen Abluftfeuchten erfolgt, wie z. B. in Anwendungsfällen in der Papierindustrie. Hier sind die Anlagenhersteller in der Regel auf ihre eigenen Erfahrungen aus solchen Anwendungsfällen angewiesen, die letztlich für die Wärmerückgewinnung auch Garantien abgeben müssen.

Aufgrund von bisher bekannten theoretischen Grundlagen in Verbindung von Erfahrungswerten aus Labor- und Praxismessungen wurde im Hause L&E ein umfangreiches Iterations-Rechenprogramm erstellt, mit dem man zuverlässig Glattrohrwärmeaustauscher für die Anwendungsfälle Luft/Luft bzw. Luft/Wasser mit partieller Kondensation bei hohen absoluten Luftfeuchtigkeiten optimal auslegen kann. Mit diesem Rechenprogramm ist es auch möglich, für eine gegebene Wärmeaustauschergeometrie die Betriebscharakteristiken eines solchen Wärmeaustauschers bei verschiedenen Beladungen – in guter Übereinstimmung mit den an verschiedenen

Anlagen in der Industrie durchgeführten Meßergebnissen – zu bestimmen.

Im folgenden sollen als Beispiel für eine integrierte Wärmerückgewinnungsanlage im Papier- und Streichanlagenbereich, bei der in der ersten Wärmerückgewinnungsstufe ein Glasrohrwärmeaustauscher für den Fall Luft/Luft zur Frischluftvorwärmung eingesetzt wurde, die Betriebscharakteristiken näher besprochen werden.

Eine schematische Werksnorm-Zeichnung des eingesetzten L&E-Glasrohrwärmeaustauschers mit Hauptabmessungen ist in Abb. 8 zu finden. Über die Vorteile eines

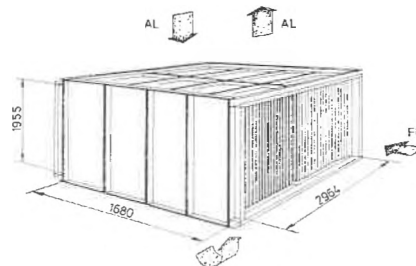


Abb. 8: L&E-Glasrohrwärmeaustauscher (schematisch) mit Hauptabmessungen für einen Anwendungsfall im Papier- und Streichanlagenbereich. Abluftvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Abl.}} = 10\,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$, Frischluftvolumenstrom $\dot{V}_{\text{Fl.}} = 75\,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$. AL: Abluft, FL: Frischluft.

Glasrohrwärmeaustauschers, insbesondere im Einsatz bei Papiermaschinen (z. B. preisliche Vorteile gegenüber Edelstahlrohren, glatte Beschaffenheit der Tauscherfläche, Auslegung im Kondensationsbereich, Selbstreinigung usw.) wurde z. B. in (12) berichtet, so daß hier nicht näher darauf eingegangen wird. Hier soll nur erwähnt werden, daß die Abluft AL durch die Glasrohre (bei einer Umlenkung) und die Frischluft FL (ohne Umlenkung) um die Rohre (vgl. Abb. 8) geführt wird.

Die partielle Kondensation findet bei dieser Luftführung in den Glasrohren entlang der Innenwände statt. Zu den Hauptabmessungen in Abb. 8 ist noch zu sagen, daß dieser Glasrohrwärmeaustauscher immerhin für ziemlich hohe Volumenströme mit Werten von zur Zeit $\dot{V}_{\text{Abl.}} = 10\,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ (bei späterem Ausbau bis $20\,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$) und Frischluft von $\dot{V}_{\text{Fl.}} = 75\,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ und hohe Frischlufteintrittstemperaturen ausgelegt wurde. Ein geringer Teil dieser vorerwärmten Frischluft wird zum Trockner geführt und der größte Teil zur Hallen- und Deckenbelüftung eingesetzt. Die aus diesem Wärmeaustauscher nach dem Wärmeaustausch austretende Abluft wird in einer zweiten Wärmerückgewinnungsstufe in einem Luft-/Wasser-Wärmeaustauscher zur Betriebswassererwärmung benutzt.

Die Betriebscharakteristiken des in Abb. 8 gezeigten Glasrohrwärmeaustauschers wurden in den folgenden Abbildungen 9 bis 12 für die jeweils verschiedenen Frischlufteintrittstemperaturen von $t_1 = -10^\circ\text{C}$, 0°C , 14°C und 25°C einheitlich als Kurven für die Frischluftaustrittstemperatur t_2 (d. h. Frischlufteintrittstemperatur bzw. Wärmerückgewinnungsstrom \dot{q} [kW]) in Abhängigkeit der Eintritts-Abluftfeuchte x_3 (Austritt aus dem Trockner \approx Eintritt in den Wärmeaustauscher), d. h. also als Funktion $t_2 = f(x_3)$ mit der Ablufteintrittstemperatur t_3 als Parameter (mit den Werten $t_3 = 210^\circ\text{C}$, 150°C , 112°C und 80°C , Kurven a bis d) dargestellt.

Allen Kurven ist gemeinsam, daß mit der Vergrößerung der Abluftfeuchte die Frischluftaustrittstemperatur t_2 sich vergrößert, und

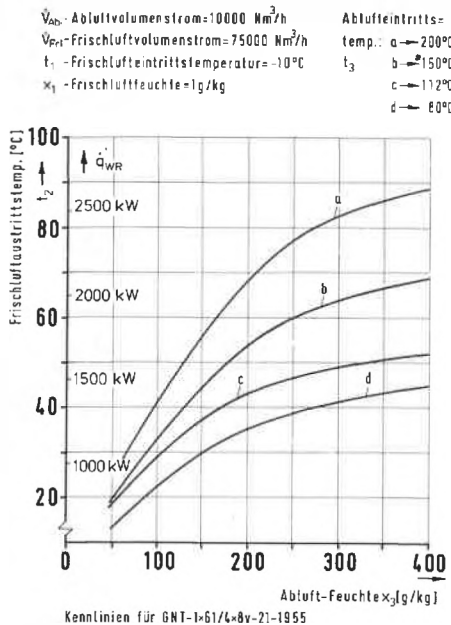


Abb. 9: Einfluß der Abluftfeuchte x_3 auf die Frischluftaustrittstemperatur t_2 bei konstanten Volumenströmen mit einer konstanten Frischlufteintrittstemperatur von $t_1 = -10$ °C und Frischluftfeuchte $x_1 = 1$ g/kg sowie der Ablufteintrittstemperatur t_3 als Parameter (Kurven a bis d mit jeweils $t_3 = 200$ °C, 150 °C, 112 °C und 80 °C). Hier und in Abb. 10 bis 13: Glasrohrwärmeaustauscher nach Abb. 8 mit $\dot{V}_{Ab} = 10\,000$ Nm³/h und $\dot{V}_{Fr} = 75\,000$ Nm³/h.

zwar in einem Bereich von $x_3 = 50$ bis 150 und 200 g/kg fast in linearer Abhängigkeit von x_3 . Danach werden die Kurven flacher, so daß ab ca. $x_3 = 300$ g/kg der Anstieg der Frischluftwärmung verhältnismäßig niedriger ist.

Dabei sind die erreichbaren Frischluftaustrittstemperaturen t_2 um so höher, je höher naturgemäß die Ablufteintrittstemperaturen t_3 am Eintritt des Wärmeaustauschers anstehen.

Auf diese Weise hat man einen Aufschluß darüber, wie sich die in Abschnitt 3 erwähnte, günstige Fahrweise des Trockners mit hohen Lufttemperaturen und Beladungen auf die Frischluftwärmung und damit auch auf die Wärmerückgewinnungsrate auswirkt. Aus Abb. 9 bis 12 ist ferner der Einfluß der unter-

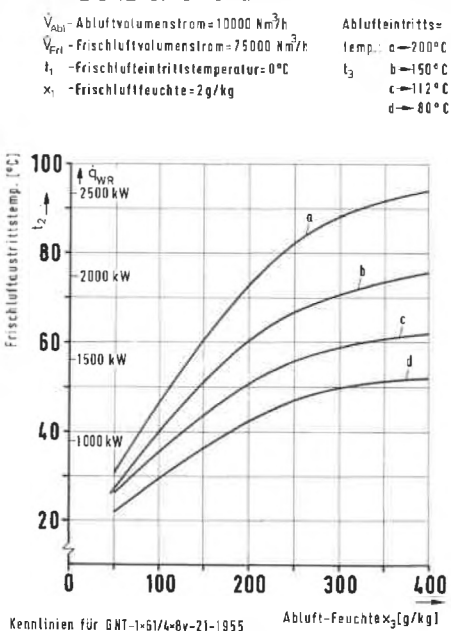


Abb. 10: Einfluß der Abluftfeuchte x_3 auf die Frischluftaustrittstemperatur t_2 bei konstanten Volumenströmen mit einer konstanten Frischlufteintrittstemperatur von $t_1 = 0$ °C und Frischluftfeuchte $x_1 = 2$ g/kg sowie der Ablufteintrittstemperatur t_3 als Parameter (Kurven a bis d mit jeweils $t_3 = 200$ °C, 150 °C, 112 °C und 80 °C).

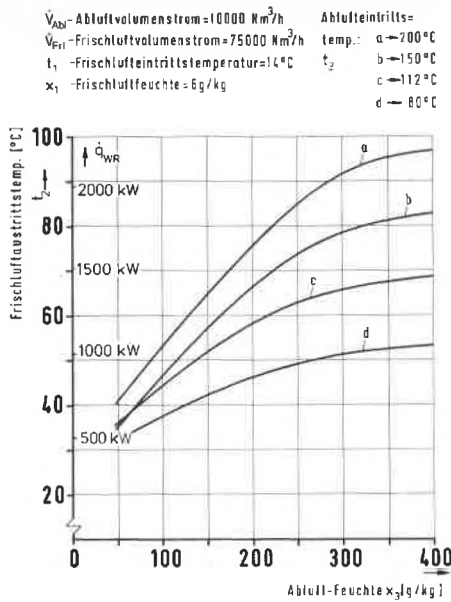


Abb. 11: Einfluß der Abluftfeuchte x_3 auf die Frischluftaustrittstemperatur t_2 bei konstanten Volumenströmen mit einer konstanten Frischlufteintrittstemperatur von $t_1 = +14$ °C und Frischluftfeuchte $x_1 = 6$ g/kg sowie der Ablufteintrittstemperatur t_3 als Parameter (Kurven a bis d mit jeweils $t_3 = 200$ °C, 150 °C, 112 °C und 80 °C).

schiedlichen Frischlufteintrittstemperaturen t_1 (Winter- und Sommerbetrieb) bei sonst konstanten Bedingungen gut erkennbar. Dabei wurde nur die Frischlufteintrittsfeuchte x_1 etwas mit variiert, weil bei höheren Außen-Frischlufttemperaturen erfahrungsgemäß auch die Luftfeuchtigkeiten etwas höher liegen können.

Die im Winterbetrieb, insbesondere bei höheren Abluftfeuchten und Temperaturen erreichbaren Frischluftwärmungen – vergleicht man z. B. Kurven a in Abb. 9 und 12 (Sommerbetrieb) bei einer Abluftfeuchte von $x_3 = 200$ g/kg – sind beträchtlich.

Um den Einfluß der Frischlufteintrittstemperatur t_1 auf die von der Abluftbeladung abhängige Frischluftaustrittstemperatur t_2 besser aufzeigen zu können, wurden aus Abb. 9

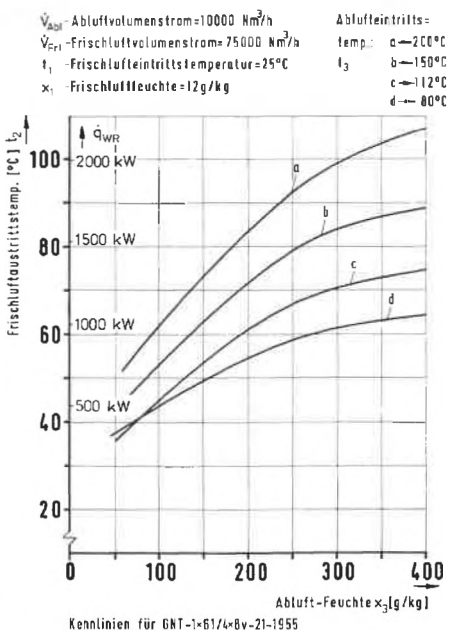


Abb. 12: Einfluß der Abluftfeuchte x_3 auf die Frischluftaustrittstemperatur t_2 bei konstanten Volumenströmen mit einer konstanten Frischlufteintrittstemperatur von $t_1 = +25$ °C und Frischluftfeuchte $x_1 = 12$ g/kg sowie der Ablufteintrittstemperatur t_3 als Parameter (Kurven a bis d mit jeweils $t_3 = 200$ °C, 150 °C, 112 °C und 80 °C).

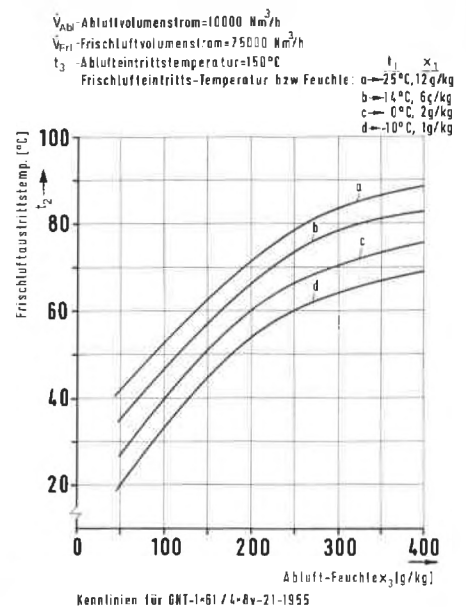


Abb. 13: Einfluß der Abluftfeuchte x_3 auf die Frischluftaustrittstemperatur t_2 bei konstanten Volumenströmen und einer konstanten Ablufteintrittstemperatur von $t_3 = 150$ °C mit verschiedenen Frischlufteintrittstemperaturen t_1 und Feuchtigkeiten x_1 als Parameter. Kurven a) $t_1 = 25$ °C, $x_1 = 12$ g/kg; b) $t_1 = 14$ °C, $x_1 = 6$ g/kg; c) $t_1 = 0$ °C, $x_1 = 2$ g/kg; d) $t_1 = -10$ °C, $x_1 = 1$ g/kg.

bis 12 die Werte bei einer konstanten Ablufteintrittstemperatur von $t_3 = 150$ °C neu ermittelt und in Abb. 13 zusammengestellt.

Weitere Erläuterungen zur Abb. 13 sind nicht erforderlich, weil aus dieser Darstellung die Betriebsweise eines Wärmeaustauschers in Sommer- und Wintermonaten leicht zu entnehmen ist.

Auch andere mögliche Darstellungen in Abhängigkeit von anderen Parametern, z. B. bei veränderten Volumenströmen und Wärmeaustauschergößen, sind mit Hilfe des Rechenprogrammes zu erstellen. Durch diese Beispiele sollte veranschaulicht werden, wie ein Teil der Einflußgrößen bei der Wärmerückgewinnung erfaßt werden kann, ohne natürlich im Rahmen des hier vorgesehenen Umfangs auf weitere Probleme eingehen zu können. ◇

Literatur:

- (1) Dosdoğru, G.: Prallstrahlentrockner im Vergleich untereinander und mit anderen Trocknern. dpw Deutsche Papierwirtschaft 1982/3 S. 200 ff., 1982/4 S. 174 ff., 1983/1 S. 78 ff. und 1983/2 S. 74 bis 80.
- (2) APV-Jahrestreffen 1973. Vortragsreihe „Trocknung von Papier“. Sonderdruck aus dem „Wochenblatt für Papierfabrikation“ (1974) Nr. 1 bis 4. Hrsg. v. Günter-Staib-Verlag, 7950 Biberach, Postfach 180.
- (3) Koch, W.: Experimentelle Untersuchungen über die Trocknung mit infraroten Strahlen im nichthygroscopischen Bereich. VDI-Forschungsheft 465, Beilage zu „Forsch. auf dem Gebiete des Ing.-Wesens“. Ausgabe B Band 24 1958, VDI-Verlag GmbH/Düsseldorf.
- (4) Kröll, K.: Trockner und Trocknungsverfahren. 2. Aufl. (Trocknungstechnik 2. Band), Berlin, Heidelberg, New York, Springer Verlag (1978).
- (5) Krischer, O., Kast, W.: Die wissenschaftlichen Grundlagen der Trocknungstechnik 3. Aufl. (Trocknungstechnik 1. Band), Berlin, Heidelberg, New York, Springer Verlag (1978).
- (6) Schmidt, W.: Streicherei. Wochenblatt für Papierfabrikation Nr. 3, 1979, S. 80 bis 85.
- (7) Engström, G., Fineman, I., Persson, A., Karlsson, I. und Akesson, R.: Trocknung von stärkehaltigen Streichfarben – Erfahrungen mit der Trocknung in Schwebetrocknern. Wochenblatt für Papierfabrikation Nr. 19, (1980) S. 793 bis 798.
- (8) Lindström, Y. und Palsanen, J.: Einfluß der Lufttrocknung auf die Qualität des Offsetpapiers. Wochenblatt für Papierfabrikation Nr. 14, (1983) S. 491 bis 495.
- (9) Graab, H.: Trocknung gestrichener Papiere. Wochenblatt für Papierfabrikation Nr. 17 (1983) S. 645 bis 649.
- (10) Swift, G.: Air Float Dryers. Conference on Modern Coating Methods, 19th – 21st October 1983, Amsterdam, Holland. (The Institute for Graphic Communications) S. 1 bis 11.
- (11) Eskelinen, P.: Einfluß der Ventilation und der Wärmerückgewinnung auf den Energieverbrauch einer Papiermaschine. Das Papier, 35. Jahrg. Heft 10 A, (1981) S. V106 bis 111.
- (12) Wolter, O.: Möglichkeiten der Einsparung von Heizkosten bei verschiedenen Trocknungssystemen. Wochenblatt für Papierfabrikation Nr. 15 (1979) S. 565 bis 568.